

COOLING DEVICE OF ENGINE

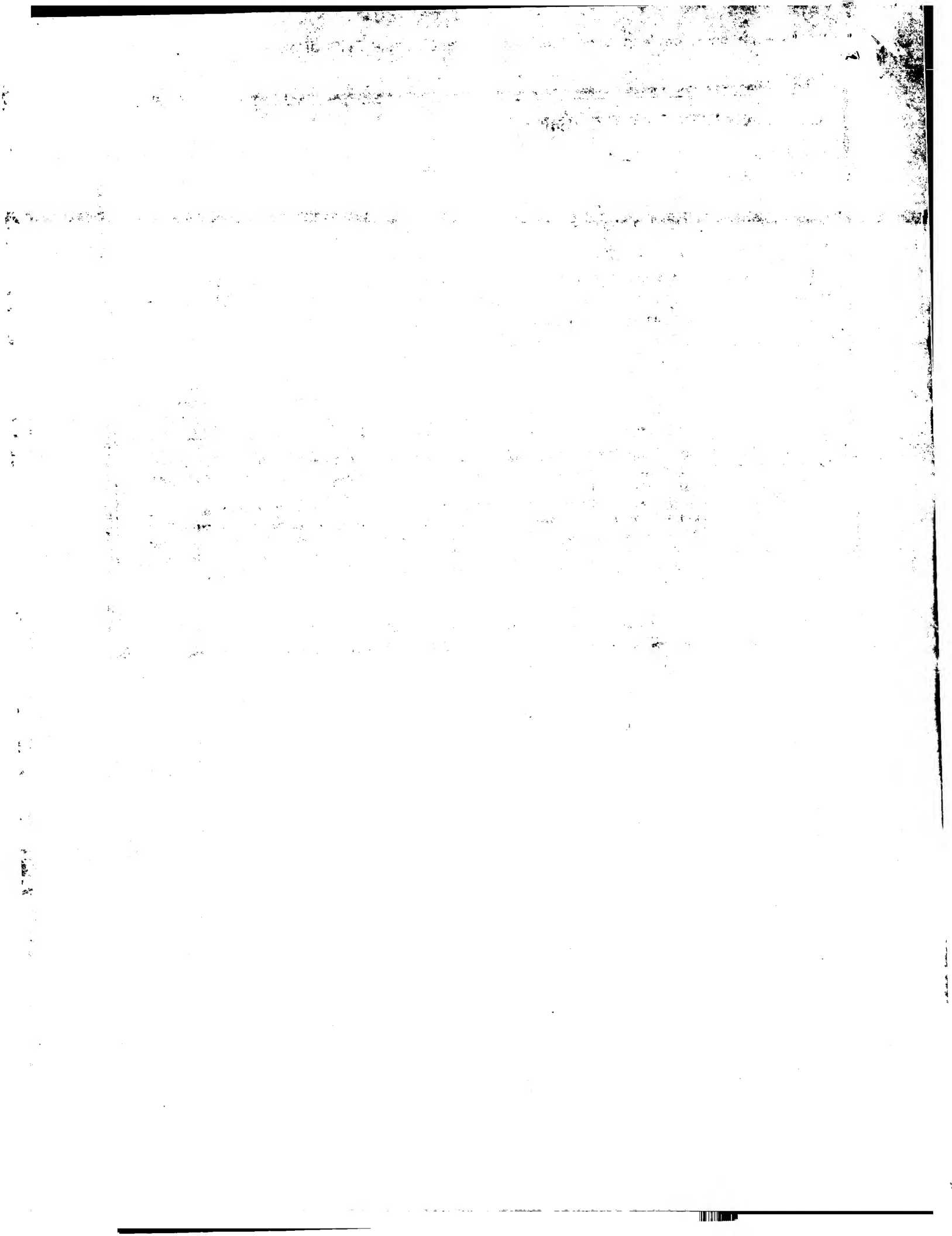
Patent Number: JP5288054
Publication date: 1993-11-02
Inventor(s): SHIMADA HIROHISA; others: 02
Applicant(s): HONDA MOTOR CO LTD
Requested Patent: ☐ JP5288054
Application Number: JP19920088470 19920409
Priority Number(s):
IPC Classification: F01P7/16; F16K31/06
EC Classification:
Equivalents: JP2704806B2

Abstract

PURPOSE: To form the cooling device of an engine in a simple structure so as to reduce an engine warming-up time and prevent overcooling, and also prevent the device from being placed in over heated condition, in the cooling device of the engine.

CONSTITUTION: When the water temperature 20 of an engine inlet is in a low temperature range, the opening degree of a variable flow rate control valve 7 provided in a cooling water circulating circuit 1 by which an engine (E) and a radiator (R) are connected to each other, is set by control in which a target outlet temperature is a target value. On the other hand, the engine inlet water temperature 20 is in a high water temperature range, the opening degree of the variable flow amount control valve 7 is set by control in which a target inlet temperature is a target value.

Data supplied from the esp@cenet database - l2



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-288054

(43)公開日 平成5年(1993)11月2日

(51)Int.Cl.⁵

F 0 1 P 7/16

識別記号

5 0 1

庁内整理番号

6848-3G

F I

技術表示箇所

A 9246-3G

F 1 6 K 31/06

3 8 5 E 7233-3H

審査請求 未請求 請求項の数4(全 12 頁)

(21)出願番号

特願平4-88470

(22)出願日

平成4年(1992)4月9日

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 島田 裕央

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(72)発明者 横山 利夫

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(72)発明者 平谷 将章

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

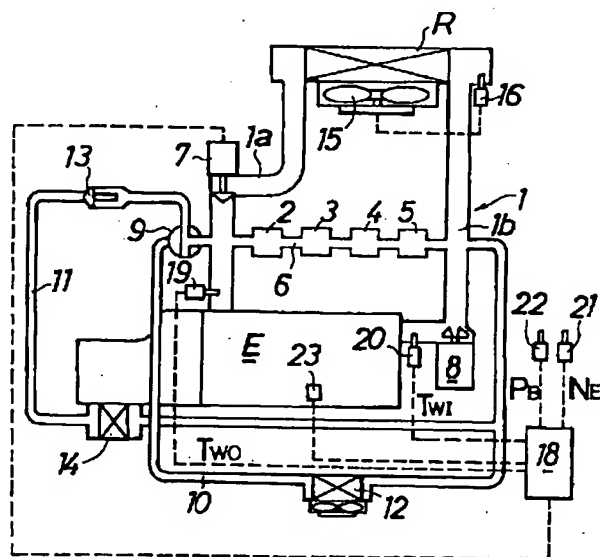
(74)代理人 弁理士 落合 健 (外1名)

(54)【発明の名称】 エンジンの冷却装置

(57)【要約】

【目的】 エンジンの冷却装置において、簡単な構成により、暖機時間の短縮ならびに過冷却の防止を図るとともに、過熱状態となることを防止する。

【構成】 エンジンEおよびラジエータR間を結ぶ冷却水循環回路1に設けられる可変流量制御弁7の開度が、エンジン入口水温が低水温域に在るときには目標出口温度を目標値とした制御により定められ、エンジン入口水温が高水温域に在るときには目標入口温度を目標値とした制御により定められる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン（E）およびラジエータ（R）を結ぶ冷却水循環回路（1）に設けられる可変流量制御弁（7）と、エンジン入口水温を検出する入口水温検出器（20）と、エンジン出口水温を検出する出口水温検出器（19）と、エンジン入口水温が低水温域に在るときにエンジン出口水温を目標出口温度とすべく可変流量制御弁（7）の開度を制御する状態ならびにエンジン入口水温が高水温域に在るときにエンジン入口側水温を目標入口温度とすべく可変流量制御弁（7）の開度を制御する状態を切換可能な制御手段（18）とを備えることを特徴とするエンジンの冷却装置。

【請求項2】 低水温域および高水温域間に中水温域が設定され、制御手段（18）は、エンジン入口水温が中水温域に在る状態でのエンジン低負荷時にエンジン出口水温を目標出口温度とすべく可変流量制御弁（7）の開度を制御する状態と、エンジン入口水温が中水温域に在る状態でのエンジン高負荷時にエンジン入口水温を目標入口温度とすべく可変流量制御弁（7）の開度を制御する状態とを切換可能に構成されることを特徴とする請求項1記載のエンジンの冷却装置。

【請求項3】 エンジン（E）のノッキングを検出するノッキング検出器（23）が制御手段（18）に接続され、制御手段（18）は、中水温域でのエンジン高負荷時にノッキングが検出されるのに応じて目標入口温度を低減するとともにエンジン出口水温およびエンジン入口水温間の温度差を低減する側に可変流量制御弁（7）の開度を制御すべく構成されることを特徴とする請求項2記載のエンジンの冷却装置。

【請求項4】 可変流量制御弁（7）は、エンジン（E）の出口側およびラジエータ（R）間を結んで冷却水循環回路（1）の一部を構成する通路（1a）の途中に設けられることを特徴とする請求項1記載のエンジンの冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、エンジンの冷却装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、エンジンの冷却装置では、エンジンおよびラジエータ間を結ぶ冷却水循環回路に配設される水ポンプをエンジンのクランク軸に連結し、一定の温度で開閉するサーモスタットによりラジエータを流通する冷却水量を制御するようにしており、このような冷却装置では、エンジンを流通する冷却水量がエンジンの回転数により一義的に定まるので、暖機時や低負荷時においてもエンジン回転数が大きい状態では冷却水量が多く、したがって暖機時間が長くなったり、過冷却状態となったりして、燃費低減および排ガス性状向上の観点からは好ましくないことがある。また前記サーモスタット

は、エンジン負荷の急激な増減時に応答遅れを生じ、エンジン温度のオーバーシュートやアンダーシュートを生じてエンジンの安定的な運転を損なうおそれがある。

【0003】 そこで、たとえば特公昭64-571号公報で開示されるように、冷却水循環回路に流量可変の制御弁を設け、その制御弁の開度制御によりエンジンを流通する冷却水量を調節するようにして、上記問題を解決するようにしたものも実現されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、暖機時間の短縮および過冷却状態の回避を図るためには、エンジン出口水温の目標値を比較的高い値に設定しておき、エンジン出口水温が前記目標値に達するように前記制御弁の開度を制御するようにすればよく、上記特公昭64-571号公報で開示された先行技術は、通常の運転状態ではシリンダ壁温度が所定範囲となるようにエンジン負荷およびエンジン回転数に応じて制御弁の開度を制御するが、エンジン暖機時には、エンジン出口水温が120℃程度になるように制御弁の開度（全閉状態）を制御するようにしている。しかるに、エンジン出口水温のみで冷却水量を制御したのでは、エンジンが過熱状態となるおそれがあり、上記先行技術では、シリンダ壁温度を直接検出し、その検出値によって制御弁の開度を補正してシリンダ壁温を所定範囲内に維持するようにしており、制御回路の構成が複雑となる。

【0005】 本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、簡単な構成により暖機時にはその時間の短縮および過冷却を回避するとともに暖機後には過熱状態となることを回避するようにし、しかもエンジンの安定的な運転を確保するようにしたエンジンの冷却装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、請求項1記載の発明に従う装置は、エンジンおよびラジエータを結ぶ冷却水循環回路に設けられる可変流量制御弁と、エンジン入口水温を検出する入口水温検出器と、エンジン出口水温を検出する出口水温検出器と、エンジン入口水温が低水温域に在るときにエンジン出口水温を目標出口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態とエンジン入口水温が高水温域に在るときにエンジン入口側水温を目標入口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態とを切換可能な制御手段とを備える。

【0007】 また請求項2の発明によれば、上記請求項1記載の発明の構成に加えて、低水温域および高水温域間に中水温域が設定され、制御手段は、エンジン入口水温が中水温域に在る状態でのエンジン低負荷時にエンジン出口水温を目標出口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態と、エンジン入口水温が中水温域に在る状態でのエンジン高負荷時にエンジン入口水温を目標

入口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態とを切換可能に構成される。

【0008】請求項3記載の発明によれば、上記請求項2記載の発明の構成に加えて、エンジンのノッキングを検出するノッキング検出器が制御手段に接続され、制御手段は、中水温域でのエンジン高負荷時にノッキングが検出されるのに応じて目標入口温度を低減するとともにエンジン出口水温およびエンジン入口水温間の温度差を低減する側に可変流量制御弁の開度を制御すべく構成される。

【0009】さらに請求項4記載の発明によれば、上記請求項1記載の発明の構成に加えて、可変流量制御弁は、エンジンの出口側およびラジエータ間を結んで冷却水循環回路の一部を構成する通路の途中に設けられる。

【0010】

【実施例】以下、図面により本発明の一実施例について説明する。

【0011】先ず図1において、エンジンEおよびラジエータRを結んで冷却水循環回路1が構成されており、この冷却水循環回路1は、エンジンEの出口およびラジエータRの入口間を結ぶ通路1aと、ラジエータRの出口およびエンジンEの入口間を結ぶ通路1bとを備える。また通路1a、1b間は、スロットルバルブ（図示せず）を迂回する空気量を水温に応じて自動的に制御するファーストアイドル弁2、前記スロットルバルブを迂回する空気量を制御信号により制御する空気制御弁3、スロットルバルブを備えるスロットルボディ4、ならびにブリザー通路5を直列に結んでラジエータRを迂回するライザー通路6で接続される。

【0012】冷却水循環回路1における通路1aの途中で、前記ライザー通路6の接続点よりもラジエータR側には、開度を無段階に変化させ得る電磁式可変流量制御弁7が配設される。また通路1bのエンジンE寄りの部分には、エンジンのクランク軸（図示せず）に連結される水ポンプ8が配設される。

【0013】冷却水循環回路1における通路1aには、切換弁9を介して通路10、11の一端が接続されており、両通路10、11の他端は冷却水循環回路1における通路1bの水ポンプ8よりもラジエータR側に接続される。而して、一方の通路10の途中にはヒータユニット12が介装され、他方の通路11の途中には、その上流側から順に制御弁13およびトランスミッションオイルウォーマ14が介設される。

【0014】ラジエータRに付設されたラジエータファン15は、ラジエータRの出口側に配設されたファンスイッチ16によりオン・オフ制御されるものであり、ラジエータRの出口水温が所定値以上となったときにラジエータファン16が作動せしめられる。

【0015】可変流量制御弁7は、コンピュータから成る制御手段18により制御されるものであり、この制御

手段18には、冷却水循環回路1におけるエンジン出口水温 T_{W0} を検出する出口水温検出器19、冷却水循環回路1におけるエンジン入口水温 T_{W1} を検出する入口水温検出器20、エンジン回転数 N_E を検出する回転数検出器21、エンジン吸気圧 P_B を検出する吸気圧検出器22、ならびにエンジンEの振動によりノッキングを検出するノッキング検出器23がそれぞれ接続される。

【0016】而して、制御手段18は、上記各温度 T_{W0} 、 T_{W1} 、エンジン回転数 N_E 、エンジン吸気圧 P_B 、およびノッキング検出器23の出力に応じて可変流量制御弁7の作動を制御する。

【0017】図2～図5は、可変流量制御弁7の作動を制御すべく制御手段18で設定されている制御手順のフローチャートであり、先ず図2において、第1ステップS1では、エンジンEが始動後に安定した状態になったかどうかをエンジン回転数 N_E が設定回転数 N_{ESTD} を超える値となったかどうかにより判断し、 $N_E \leq N_{ESTD}$ であったときにはエンジン始動状態であるとして第2ステップS2に進み、この第2ステップS2でフラグFが「1」と設定された後、第3ステップS3に進む。また $N_E > N_{ESTD}$ であることが第1ステップS1で確認されたときには、第2ステップS2を迂回して第3ステップS3に進む。

【0018】第3ステップS3では、パラメータとしてエンジン回転数 N_E 、エンジン吸気圧 P_B 、エンジン出口温度 T_{W0} およびエンジン入口温度 T_{W1} が読込まれ、次の第4ステップS4では、エンジン入口温度 T_{W1} が第1設定温度 T_{WIS1} を超える（ $T_{W1} > T_{WIS1}$ ）かどうか判断される。この第1設定温度 T_{WIS1} は、エンジンEが暖機を完了したと判断し得る温度たとえば60℃に設定されるものであり、第4ステップS4で $T_{W1} \leq T_{WIS1}$ であると判断されたときには、第5ステップS5でフラグFを「1」と設定した後に、第13ステップS13（図3参照）に進む。また第4ステップS4で $T_{W1} > T_{WIS1}$ であると判断されたときには第6ステップS6に進む。

【0019】第6ステップS6では、エンジン入口温度 T_{W1} が第2設定温度 T_{WIS2} 未満（ $T_{W1} < T_{WIS2}$ ）であるかどうか判断される。この第2設定温度 T_{WIS2} は、エンジンEが過熱状態にあると判断し得る温度たとえば90℃に設定されるものであり、第6ステップS6で $T_{W1} \geq T_{WIS2}$ であると判断されたときには、第7ステップS7に進んでフラグFを「0」と設定した後に、第22ステップS22（図4参照）に進む。また第6ステップS6で $T_{W1} < T_{WIS2}$ であると判断されたときには、第8ステップS8に進む。

【0020】この第8ステップS8では、フラグFが「1」であるか否かが判断され、 $F=1$ であった場合には第9ステップS9に、また $F=0$ であった場合には第10ステップS10にそれぞれ進む。

【0021】第9ステップS9では、図6で示すマップ

(1) によってフラグFを検索するとともに、その検索結果に基づいてフラグFを書替え。また第10ステップS10では、図7で示すマップ(2)によってフラグFを検索するとともにその検索結果に基づいてフラグFを書替える。而して、両マップ(1)、(2)は、エンジン回転数 N_E とエンジン吸気圧 P_B とに基づいてフラグFを「0」である領域と、「1」である領域とに定めたものであり、マップ(1)において「0」である領域と「1」である領域とを分ける境界線 A_1 は、マップ(2)において「0」である領域と「1」である領域とを分ける境界線 A_2 よりも吸気圧 P_B が高い方に設定される。すなわちエンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B に基づいてフラグFの書替えを行なうにあたってヒステリシスが設定されていることになる。

【0022】第9および第10ステップS9、S10の処理終了後には、第11ステップS11において、フラグFが「1」であるか否かが判断され、 $F=1$ であるときには第13ステップS13に、また $F=0$ であるときには第12ステップS12に進む。

【0023】第12ステップS12では、フラグFが「0」となってから所定時間 T_{STD} が経過した否かが判断され、所定時間 T_{STD} が経過していないときには、上記第13ステップS13に、また所定時間 T_{STD} が経過したときには第22ステップS22に進む。

【0024】図3において、第13ステップS13では、エンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B に基づいて予め設定してあるマップに基づき、目標出口温度 T_{W0} が検索され、次の第14ステップS14で、エンジン出口温度 T_{W0} が目標出口温度 T_{W0} よりも低い($T_{W0} < T_{W0}$)と判断されたときには、第15ステップS15で可変流量制御弁7の開度が全開に定められ、第16ステップS16で可変流量制御弁7が作動せしめられる。

【0025】また第14ステップS14で、 $T_{W0} \geq T_{W0}$ と判断されたときには第17ステップS17～第21ステップS21でフィードバック制御が実行されることになり、先ず第17ステップS17では、目標出口温度 T_{W0} に対応して予め設定されているマップから基準デューティ比 D_{B0} が検索される。すなわち、電磁式である可変流量制御弁7の開度は、ソレノイド励磁のデューティ比を制御することにより変化するものであり、第17ステップS17では、基準となるデューティ比 D_{B0} が得られることになる。次の第18ステップS18では、エンジン出口水温 T_{W0} および目標出口温度 T_{W0} の水温差 ΔT_{W0} ($=T_{W0}-T_{W0}$)が算出され、第19ステップS19で、フィードバック制御値 D_F が($D_{B0}+K \cdot \Delta T_{W0}$)として算出される。ここで、Kはゲインである。

【0026】第20ステップS20では、第19ステップS19で得られたフィードバック制御値 D_F が許容最

小値 D_{FM1} 未満であるかどうか判定され、 $D_F < D_{FM1}$ であったときには第21ステップS21で $D_F = D_{FM1}$ とされた後、第16ステップS16に進み、 $D_F \geq D_{FM1}$ であったときには第21ステップS21を迂回して第16ステップS16に進む。

【0027】図4において、第22ステップS22では、エンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B に基づいて予め設定してあるマップに基づき、目標入口温度 T_{W10} が検索され、第23ステップS23では、ノッキング現象が発生していないかどうか、すなわちノッキング検出器23がノッキングを検出していない状態かどうか判断され、ノッキング発生時には、第29ステップS29(図5)に、またノッキングが発生していない状態では第24ステップS24に進む。

【0028】第24ステップS24～第28ステップS28では、目標入口温度 T_{W10} に応じたフィードバック制御が実行されるものであり、第24ステップS24では、目標入口温度 T_{W10} に対応して予め設定されているマップから基準デューティ比 D_{B1} が検索される。次の第25ステップS25では、エンジン入口水温 T_{W1} および目標入口温度 T_{W10} の水温差 ΔT_{W1} ($=T_{W1}-T_{W10}$)が算出され、第26ステップS26で、フィードバック制御値 D_F が($D_{B1}+K \cdot \Delta T_{W1}$)として算出される。

【0029】第27ステップS27では、第26ステップS26で得られたフィードバック制御値 D_F が許容最小値 D_{FM2} 未満であるかどうか判定され、 $D_F < D_{FM2}$ であったときには第28ステップS28で $D_F = D_{FM2}$ とされた後、第16ステップS16(図3参照)に進み、 $D_F \geq D_{FM2}$ であったときには第28ステップS28を迂回して第16ステップS16に進む。

【0030】図5において、第29ステップS29～第39ステップS39は、ノッキング発生時の制御手順を示すものであり、第29ステップS29では、目標入口温度 T_{W10} が一定値(たとえば3℃)だけ低減され、第30ステップS30では、低減された目標入口温度 T_{W10} に基づいて基準デューティ比 D_{B1} が検索される。次の第31ステップS31では、エンジン入口水温 T_{W1} および目標入口温度 T_{W10} の水温差 ΔT_{W1} ($=T_{W1}-T_{W10}$)が算出され、第32ステップS32では前記水温差 ΔT_{W1} が正($\Delta T_{W1} > 0$)であるかどうか判定され、 $\Delta T_{W1} \leq 0$ であるときには第33ステップS33で $\Delta T_{W1} = 0$ とされた後に第34ステップS34に進み、 $\Delta T_{W1} > 0$ であったときには第33ステップS33を迂回して第34ステップS34に進む。

【0031】第34ステップS34では、エンジン出口水温 T_{W0} とエンジン入口水温 T_{W1} との水温差 ΔT_W ($=T_{W0}-T_{W1}$)が算出され、次の第35ステップS35では、前記水温差 ΔT_W が一定値を超えるかどうか判断される。而して $\Delta T_W \leq$ 一定値であったときには第36ステップS36で $\Delta T_W = 0$ とされた後に第37ステッ

プに進み、 $\Delta T_w > \text{一定値}$ であったときには第36ステップS36を迂回して第37ステップS37に進む。

【0032】第37ステップS37では、フィードバック制御値 D_F が $(D_{BI} + K \cdot \Delta T_{wi} + K' \cdot \Delta T_w)$ として算出される。ここで、 K' はゲインである。

【0033】第38ステップS38では、第37ステップS37で得られたフィードバック制御値 D_F が許容最小値 D_{FM2} 未満であるかどうか判定され、 $D_F < D_{FM2}$ であったときには第39ステップS39で $D_F = D_{FM2}$ とされた後、第16ステップS16（図3参照）に進み、 $D_F \geq D_{FM2}$ であったときには第39ステップS39を迂回して第16ステップS16に進む。

【0034】このような制御手順を纏めると次のようになる。すなわちエンジン始動後において、エンジン入口水温 T_{wi} が第1設定温度 T_{WIS1} （たとえば60℃）以下の低水温域では、第13ステップS13～第21ステップS21の手順により、エンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B で定まる目標出口温度 T_{wo} を目標値とした制御が実行される。すなわちエンジン出口水温 T_{wo} が、エンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B で定まる目標出口温度 T_{wo} 未満のときには可変流量制御弁7が全閉状態とされ、エンジン出口水温 T_{wo} が目標出口温度 T_{wo} 以上となったときには目標出口温度 T_{wo} を目標値としたフィードバック制御により可変流量制御弁7の開度が定められる。

【0035】またエンジン入口水温 T_{wi} が第2設定温度 T_{WIS2} （たとえば90℃）以上の高水温域においてノッキング現象が生じていない状態では、第22ステップS22～第28ステップS28の手順により、エンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B で定まる目標出口温度 T_{wo} を目標値としたフィードバック制御が実行される。

【0036】さらに第1設定温度 T_{WIS1} を超えて第2設定温度 T_{WIS2} 未満の中水温域が設定されており、この中水温域において、低負荷状態では上述の第13ステップS13～第21ステップS21の手順による目標出口温度 T_{wo} を目標値とした制御が実行され、高負荷状態がかつノッキングが発生していないときには、上述の第22～第28ステップS28の手順により、エンジン回転数 N_E およびエンジン吸気圧 P_B で定まる目標入口温度 T_{wi} を目標値としたフィードバック制御が実行される。目標入口温度 T_{wi} を目標値としたフィードバック制御実行中にノッキングが生じた場合には、第29ステップS29～第39ステップS39の手順に従って、一定値だけ低減した目標入口温度 T_{wi} を目標値とするとともにエンジン出口温度 T_{wo} およびエンジン入口温度 T_{wi} 間の温度差 ΔT_w が小さくなるようにした可変流量制御弁7のフィードバック制御が実行されることになる。

【0037】しかも上記中水温域において、低負荷～高負荷間の切換時にはヒステリシスが設定されているだけ

でなく、低負荷から高負荷への切換時には高負荷状態となってから一定時間 T_{STD} が経過した後でなくては、目標入口温度 T_{wi} を目標値とした制御には入れない。

【0038】次にこの実施例の作用について説明すると、エンジン入口水温 T_{wi} が第1設定温度 T_{WIS1} 未満であるエンジンの暖機過程では、目標出口温度 T_{wo} を目標値として可変流量制御弁7の開度が制御されるものであり、エンジン出口水温 T_{wo} が目標出口温度 T_{wo} に達するまでは可変流量制御弁7が閉弁されることになる。この際、冷却水がライザー通路6を流通することは許容されているが、ライザー通路6の流通抵抗が比較的大きいことにより、水ポンプ8から吐出される水量はごく小量となり、したがってエンジンEを流通する水量が極小となって水温および油温の早期昇温を図り、暖機時間の短縮を図るとともに冷却損失の低減およびフリクション損失の低減を図ることができる。

【0039】エンジン出口水温 T_{wo} が或る程度まで昇温したときに制御弁13の開弁によりトランスミッションの油温昇温が図られ、これによりフリクション損失をより一層低減することができる。而して可変流量制御弁7の開度が漸次増大することにより、ラジエータRからの水導入量も増大していくことになる。

【0040】この際、目標出口温度 T_{wo} を比較的高い値たとえば110℃に設定しておくことにより、冷却損失の低減に伴い、図8および図9で示すように正味燃料消費率および図示燃料消費率を低減することができるとともに、図10で示すようにフリクション損失を低減することができ、また排ガス中の未燃炭化水素を減少させて排ガス性状を向上することができる。

【0041】またエンジン出口温度 T_{wo} が目標出口温度 T_{wo} を一旦超えた後には、可変流量制御弁7の最小開度が保持されることになり、エンジンEを流通する水量が大幅に変化することはなく、図11の実線で示すように水温が時間経過とともに安定的に変化することにより、エンジンの安定的な運転が可能となる。これに対し、可変流量制御弁7の最小開度が定められていない場合には、図11の破線で示すように水温が大幅に変動してエンジンの安定的な運転が困難となるものである。

【0042】エンジンの暖機完了後においてエンジン入口温度 T_{wi} が第1設定温度 T_{WIS1} を超えて第2設定温度 T_{WIS2} 未満である中水温域が設定されており、この中水温域では、エンジン低負荷時にエンジン出口水温 T_{wo} を目標出口温度 T_{wo} とすべく可変流量制御弁7の開度を制御する状態と、エンジン高負荷時にエンジン入口水温 T_{wi} を目標入口温度 T_{wi} とすべく可変流量制御弁7の開度を制御する状態とが切換えられる。これによりエンジン低負荷時には、上述のエンジン暖機時と同様にして燃費低減を図るとともに良好な排ガス性状を得ることができる。またエンジン高負荷時には、エンジン回転数 N_E および負荷に応じて定めた目標入口温度 T_{wi} に基づい

た制御を行なうことにより出力向上を図ることができる。すなわち、高エンジン回転数でかつ高負荷時には、目標入口温度 T_{W10} をたとえば $80\sim 90^{\circ}\text{C}$ に定めておくことにより、図12で示すように出力向上を果たすことができ、低～中エンジン回転数でかつ高負荷時には、目標入口温度 T_{W10} をたとえば 60°C 程度に設定しておくことにより、図13で示すように出力トルクの向上を果たすことができ、エンジン運転状態に応じてより精密な制御を実行することができる。

【0043】ところで、エンジンが高負荷状態となったときには、図14で示すように、エンジン入口水温 T_{W1} が低く、かつエンジン出口水温 T_{W0} およびエンジン入口水温 T_{W1} 間の温度差 ΔT_W が少ない方がノッキングが発生し難いことが知られている。而して、ノッキング検出器23がノッキングを検出したときには、目標入口温度 T_{W10} が低減されるとともに、エンジン出口水温 T_{W0} およびエンジン入口水温 T_{W1} および間の温度差 ΔT_W を減少させるように可変流量制御弁7の開度が制御されるので、ノッキングが生じ難くなるものであり、点火時期のリタードや混合気の濃厚化を図ることなく、一旦発生したノッキング現象を速やかに解消することができる。

【0044】さらに中水温域において、図15(a)で示すようにエンジン負荷が変動したときには、可変流量制御弁7の開度が図15(b)で示すように変化し、それに応じて水温が図15(c)で示すように変化するのである。而して、エンジン負荷が低負荷から高負荷に変化したときには、可変流量制御弁7が電磁式であって応答性が優れていることから、図15(c)で示すようにオーバーシュート等の問題が発生することなく、また高負荷から低負荷への変化時にはヒステリシスを設定していることにより、可変流量制御弁7の開度が遅れて閉じ側に変化することになり、急激なアンダーシュートが生じることもない。ただし、中水温域におけるエンジン低負荷時に目標出口温度 T_{W00} を目標値とした制御を実行中に、エンジン負荷が低負荷から高負荷に変化するのに応じて可変流量制御弁7の制御を目標入口温度 T_{W10} を目標値とした制御に速やかに変化させると、エンジンEに低温の冷却水が導入され、復帰するまでに時間がかかることになる。そこで、図2の第12ステップS12において、低負荷から高負荷に変化してから所定時間 T_{STD} が経過した否かを判断し、所定時間 T_{STD} が経過するまでは目標入口温度 T_{W10} を目標値とした制御には入らないようにしている。これによりエンジンEの温度が若干昇温するが、その昇温を許容するように図6のマップ(1)ならびに図7のマップ(2)を設定しておくことにより対処することができる。

【0045】しかも、この冷却装置では、可変流量制御弁7は、エンジンEの出口側およびラジエータR間を結んで冷却水循環回路1の一部を構成する通路1aの途中に設けられているので、ラジエータRを迂回するように

して従来設けられていたバイパス通路を不要とすることができ、冷却水循環回路1での水保有量を減少させて暖機性能向上および重量低減を図ることができる。

【0046】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の小設計変更を行なうことが可能である。

【0047】たとえば、ライザー通路6を省略することも可能であり、その場合には、図3のフローチャートにおいて、第14ステップS14および第15ステップS15が不要となり、第13ステップS13から第17ステップS17に進むことになる。

【0048】

【発明の効果】以上のように請求項1記載の発明に従う装置は、エンジンおよびラジエータを結ぶ冷却水循環回路に設けられる可変流量制御弁と、エンジン入口水温を検出する入口水温検出器と、エンジン出口水温を検出する出口水温検出器と、エンジン入口水温が低水温域に在るときにエンジン出口水温を目標出口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態とエンジン入口水温が高水温域に在るときにエンジン入口側水温を目標入口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態とを切換可能な制御手段とを備えるので、簡単な構成により暖機時にはその時間の短縮および過冷却を回避するとともに暖機後には過熱状態となることを回避することができる。

【0049】また請求項1記載の発明によれば、上記請求項1記載の発明の構成に加えて、低水温域および高水温域間に中水温域が設定され、制御手段は、エンジン入口水温が中水温域に在る状態でのエンジン低負荷時にエンジン出口水温を目標出口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態と、エンジン入口水温が中水温域に在る状態でのエンジン高負荷時にエンジン入口水温を目標入口温度とすべく可変流量制御弁の開度を制御する状態とを切換可能に構成されるので、エンジン負荷に応じた制御が可能であり、エンジンの運転状態に応じたより精密な制御が可能となる。

【0050】請求項3記載の発明によれば、上記請求項2記載の発明の構成に加えて、エンジンのノッキングを検出するノッキング検出器が制御手段に接続され、制御手段は、中水温域でのエンジン高負荷時にノッキングが検出されるのに応じて目標入口温度を低減するとともにエンジン出口水温およびエンジン入口水温間の温度差を低減する側に可変流量制御弁の開度を制御すべく構成されるので、一旦生じたノッキングを速やかに解消することが可能となる。

【0051】さらに請求項4記載の発明によれば、請求項1記載の発明の構成に加えて、可変流量制御弁は、エンジンの出口側およびラジエータ間を結んで冷却水循環回路の一部を構成する通路の途中に設けられるので、バ

イパス通路を不要とし、保有水量を低減させて暖機性能向上および重量低減を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】エンジンの冷却装置の全体系統図である。

【図2】可変流量制御弁の制御手順の一部を示すフローチャートである。

【図3】可変流量制御弁の制御手順の一部を示すフローチャートである。

【図4】可変流量制御弁の制御手順の一部を示すフローチャートである。

【図5】可変流量制御弁の制御手順の一部を示すフローチャートである。

【図6】エンジン回転数およびエンジン吸気圧に応じたフラグの設定マップ（1）を示す図である。

【図7】エンジン回転数およびエンジン吸気圧に応じたフラグの設定マップ（2）を示す図である。

【図8】エンジン出口水温に応じた正味燃料消費率を示すグラフである。

【図9】エンジン出口水温に応じた図示燃料消費率を示すグラフである。

【図10】エンジン出口水温に応じたフリクション馬力

を示すグラフである。

【図11】水温の変化過程の一例を示す図である。

【図12】エンジン入口水温に応じた出力特性を示す図である。

【図13】出口/入口水温差に応じたトルク特性を示す図である。

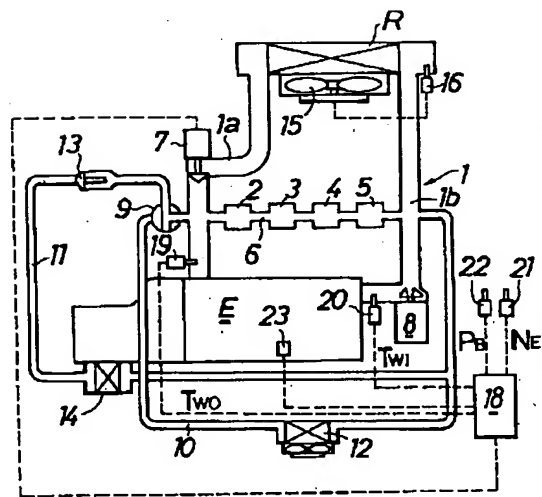
【図14】水温に応じたノッキング発生点火時期特性図である。

【図15】負荷変動に応じた可変流量制御弁の開度および水温の変化を示す図である。

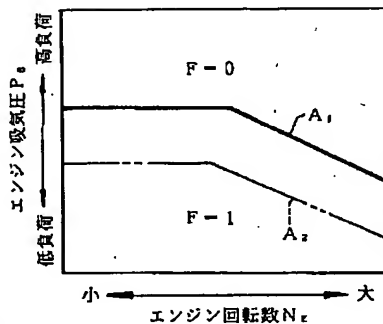
【符号の説明】

- | | |
|-----|----------|
| 1 | 冷却水循環回路 |
| 1 a | 通路 |
| 7 | 可変流量制御弁 |
| 18 | 制御手段 |
| 19 | 出口水温検出器 |
| 20 | 入口水温検出器 |
| 23 | ノッキング検出器 |
| E | エンジン |
| R | ラジエータ |

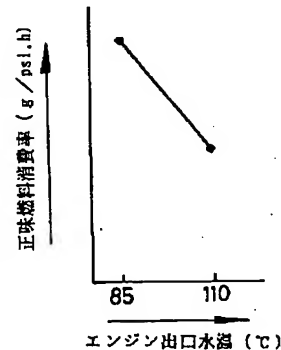
【図1】



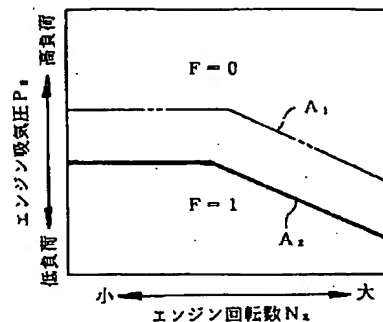
【図6】



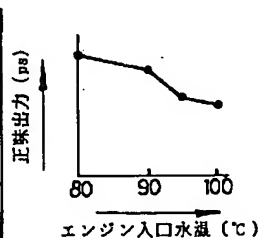
【図8】



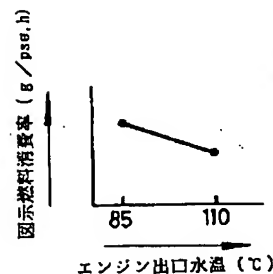
【図7】



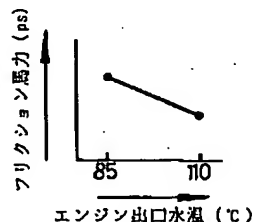
【図12】



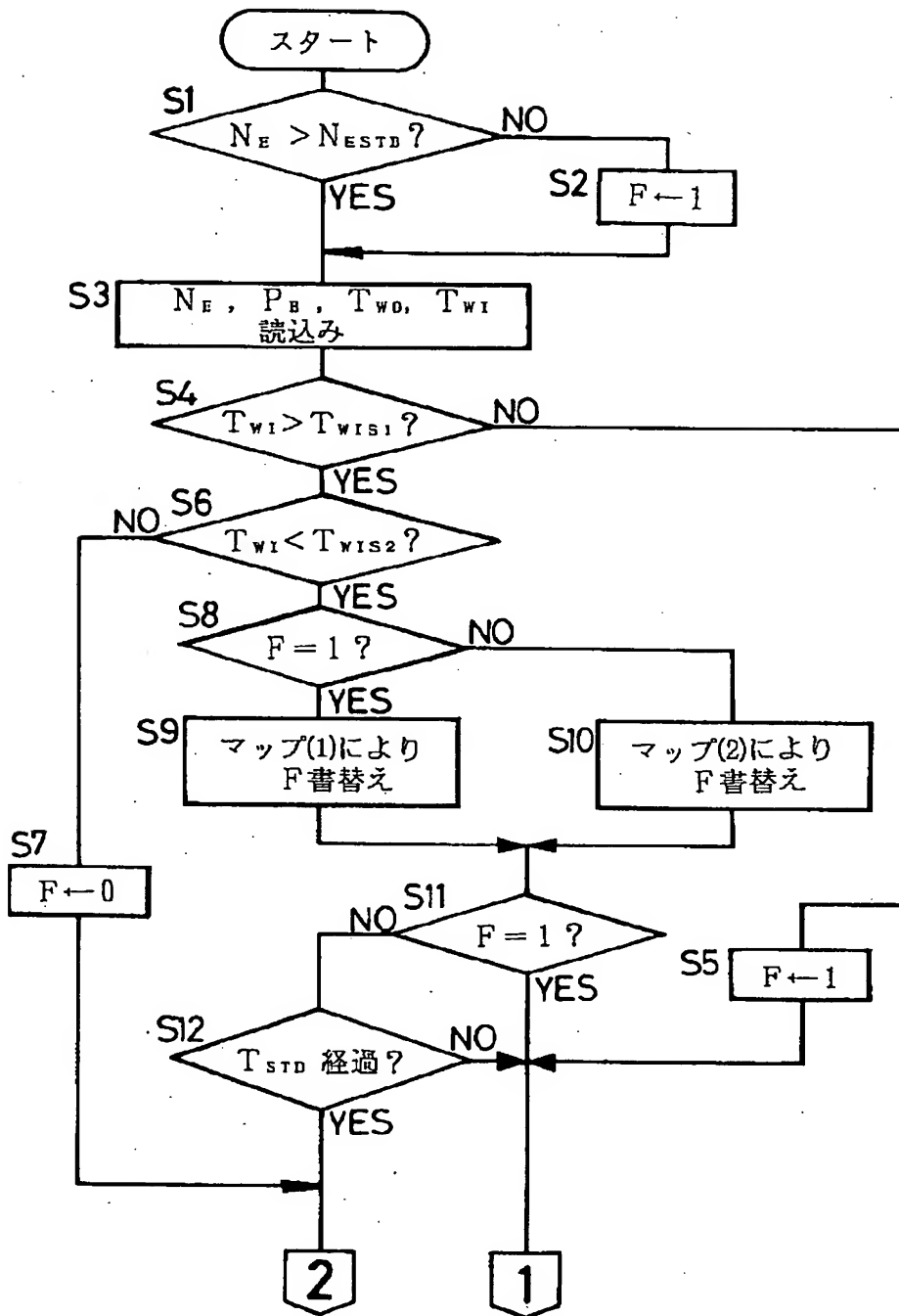
【図9】



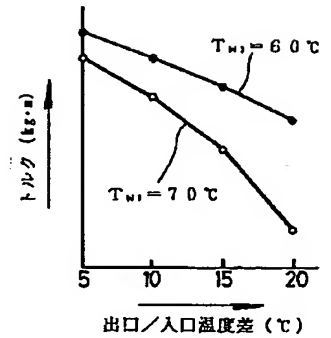
【図10】



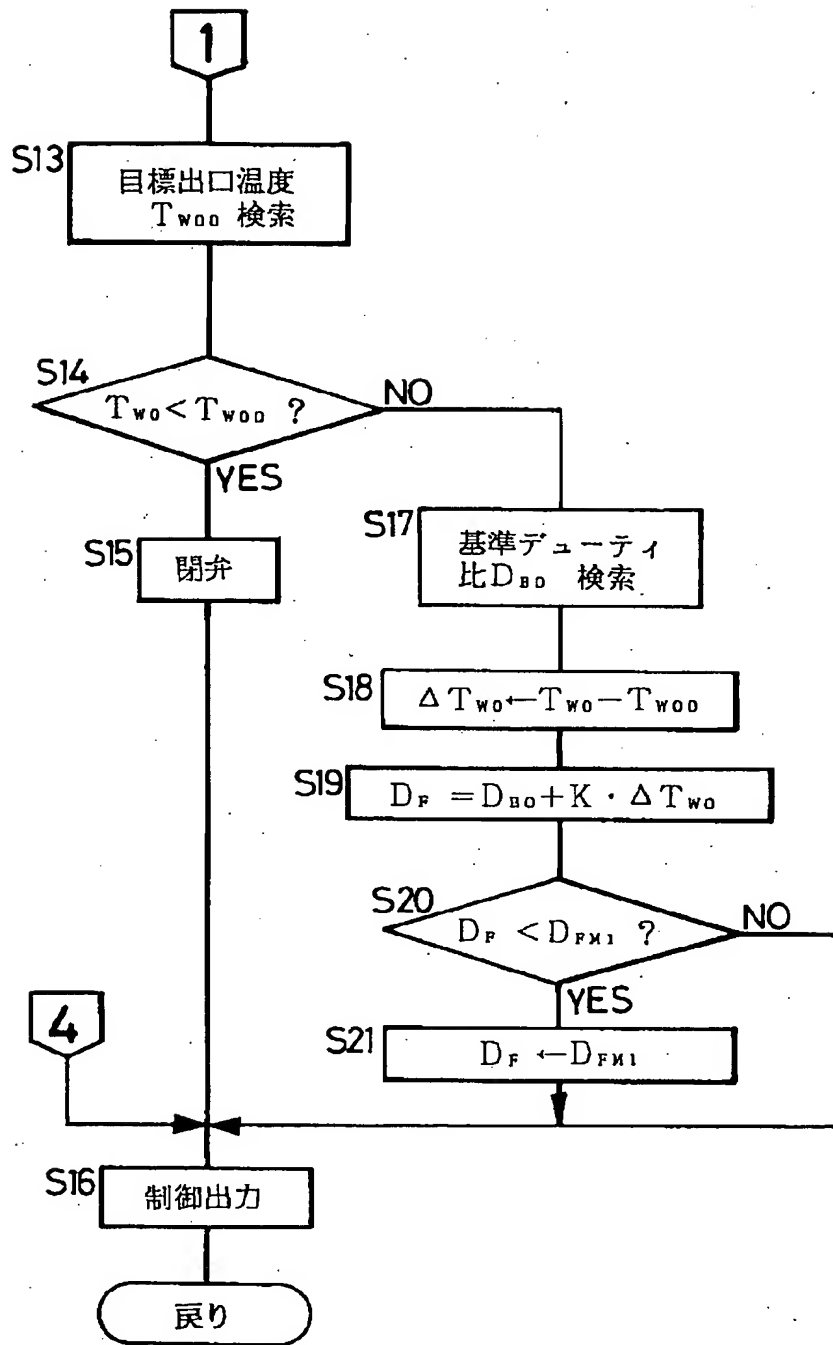
【図2】



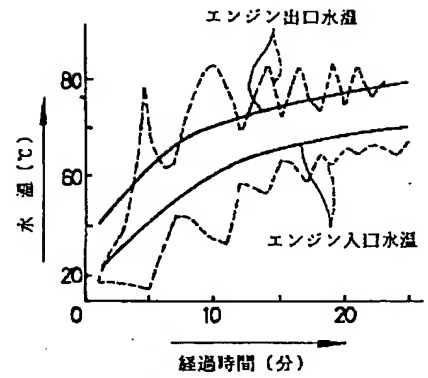
【図13】



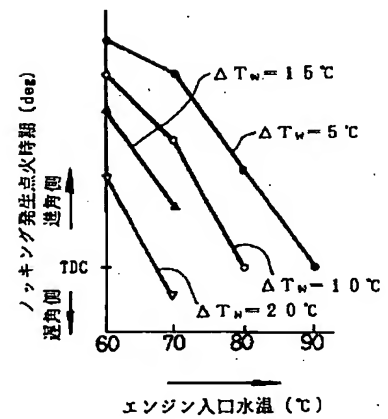
【図3】



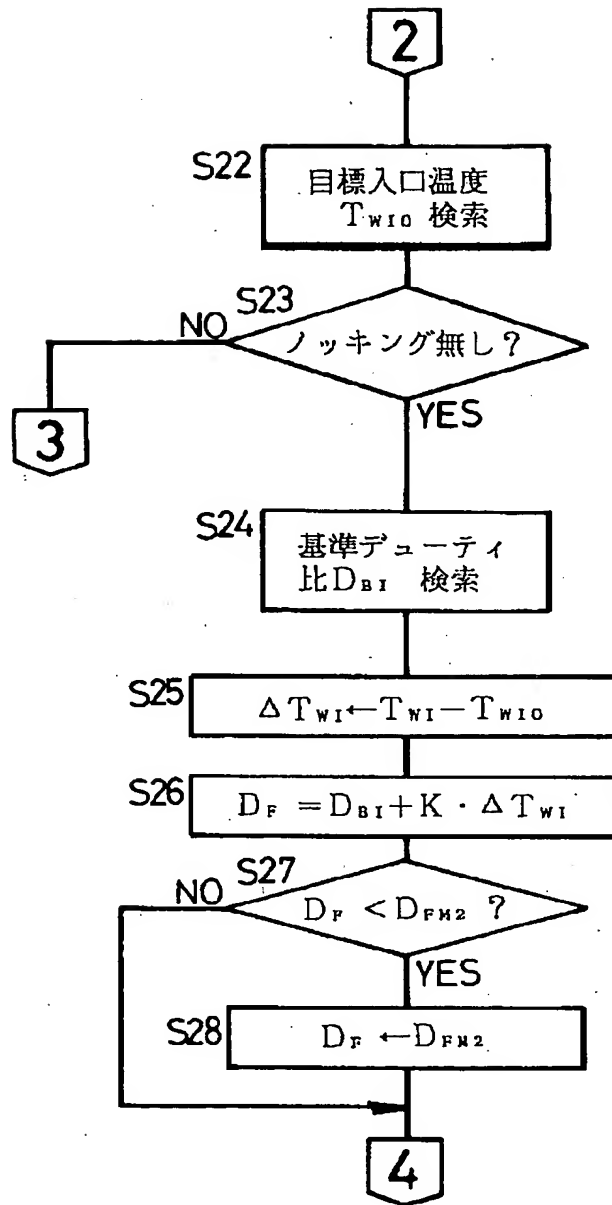
【図11】



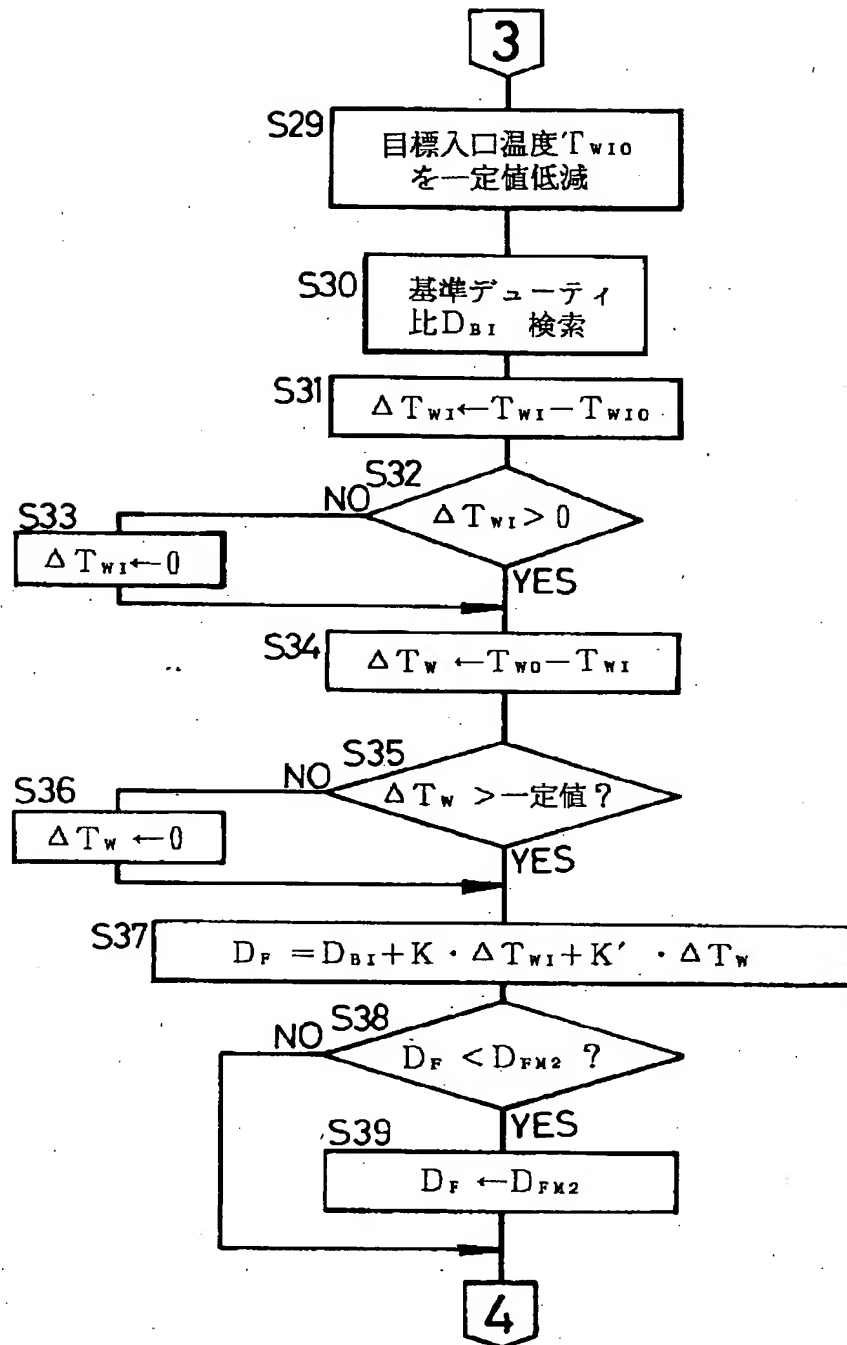
【図14】



【図4】



【図5】



【図 15】

